

クランク室圧縮2サイクル機関における特殊形給気管系の影響について(第4報)

その他（別言語等） のタイトル	On the Effects of the special-Typed Intake Pipe System in a Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine (4th Report)
著者	澤 則弘, 中村 昭寿
雑誌名	室蘭工業大学研究報告
巻	5
号	2
ページ	847-860
発行年	1966-08-25
URL	http://hdl.handle.net/10258/3281

クランク室圧縮2サイクル機関における 特殊形給気管系の影響について (第4報)

沢 則 弘 ・ 中 村 昭 寿

On the Effects of the Special-Typed Intake Pipe System in a Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine (4th Report)

Norihiro Sawa and Akihisa Nakamura

Abstract

It is a well-known fact that the scavenging of a crankcase-compressed two-stroke cycle engine is promoted with a conical exhaust pipe system by utilizing the blow-down effects, but the effects of a conical intake pipe system is uncertain at present. Therefore, to obtain a design method of the intake system with conical pipe, we performed a theoretical analysis and a series of experiments on the effects of various factors in the intake system with conical pipe for the optimum condition of the inertia or pulsation effect.

Consequently, it is ascertained that the maximum delivery ration occurs by the inertia-effect as in the case with the plain pipe, and such inertia-effect is governed by the following expression.

$$Z_i = \frac{\omega}{a_i} \sqrt{V_{km} \{l_i + \sqrt{f_i/f_c} \cdot l_c\} / f_i}$$

Besides, the pressure wave remaining in a long intake pipe contribute to the intake action in the next cycle and such pulsation effect is defined as the following pulsation coefficient (Q_i).

$$Q_i = (1 + \theta_i^*/360) (15a_i/NL_{ip}^*)$$

I. 緒 言

前報¹⁾において、クランク室圧縮2サイクル機関の給気管系に段付管、穿孔管、合流管、サイクロン、拡張室および空洞室などを取り付け、これら給気管系寸度の給気比に及ぼす影響について理論的および実験的解析を進めてきた。とくに最大給気比の生成条件や脈動効果の同調条件などの解明を行ない、その設計指針を提案した。また、段付型給気管系が直管型給気管系よりも給気比向上の点で有用であることも明らかにした。さらに、排気管系に関する実験ではあるが円錐管を用いると直管型や段付型排気管系よりも有用であり、排気管効果の割合が直管型の2.5倍にも達することもすでに報告²⁾した。かかる円錐管は給気管系に対しても使用可能であり、その効果が期待される。しかし、排気管系に関する結論がそのまま給気管系に対して

も適用できるか否かの検証もなく不明である。そこで、円錐型給気管系の動的效果を系統的に究明する目的で、円錐角, 2° , 4° , 6° および 8° , 円錐管長, 15, 30, 45 および 60 cm の計 16 種類の円錐管と多数の給気直管 ($3/4''$ のガス管) とを準備し, これらを組合せて, 給気直管の長さ, 円錐管長および両者の管長比, 円錐角など円錐型給気管系の寸度を広範囲に変えながら給気比を測定した。その結果についてここに報告する。

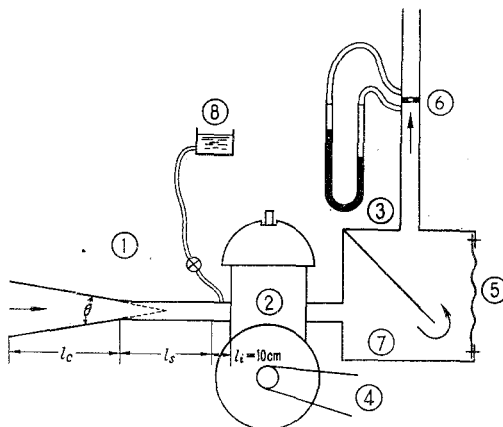


図-1 実験装置系統図

- | | |
|-----------|----------|
| ① 給気管系 | ⑤ ゴム膜 |
| ② 供試機関 | ⑥ 丸形ノズル |
| ③ 給気量測定装置 | ⑦ サージタンク |
| ④ 電気動力計 | ⑧ 潤滑油 |

II. 実験装置および実験方法

供試機関, 実験装置および実験方法は前報¹⁾の場合と全く同じである。ただ, 給気管系に各種の円錐管 (l_c, θ_c) を取り付け, 給気直管の長さ ($l_s = l_c + 10$ cm) を広範囲に変えて実験を行なった。なお, 給気量の測定も図-1に示すように排気側に取り付けた丸型ノズルを用いた。また, 給気比の算出方法も前報の場合と同じである。

III. 実験結果および考察

III-1 円錐型給気管系の効果

円錐型給気管系の寸度を広範囲に変えた実験結果について, 円錐角 (θ_c), 円錐管長 (l_c), 給気直管長さ (l_s) および管長比 (l_s/l_c) の影響について次に述べよう。

(1) 円錐角 (θ_c)

給気管系の全長 (L_i) を一定とし, 円錐管の円錐角 (θ_c) のみを変えた実験結果のうち代表例として, 給気直管長さ $l_s = 10$ cm (シリンダ部の長さ), 円錐管長 $l_c = 15$ cm および 60 cm の場合の給気比曲線を図-2に示す。図において, 最大給気比を与える機関回転数 (N_M) は円錐角 (θ_c) の増加に伴って順次高速回転に移行しているが, その反面, 最大給気比 (K_M) の値は低下

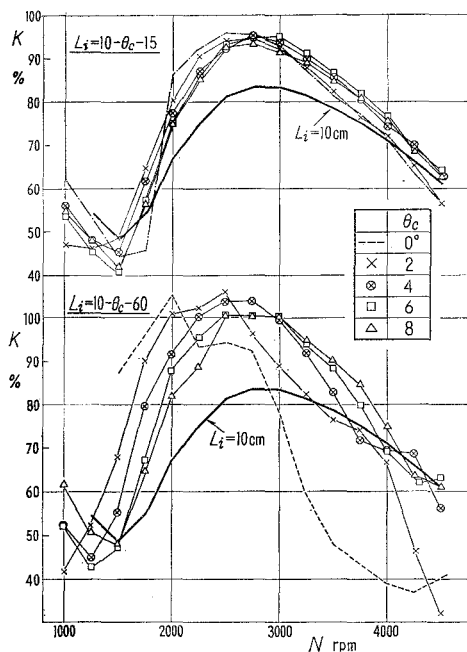
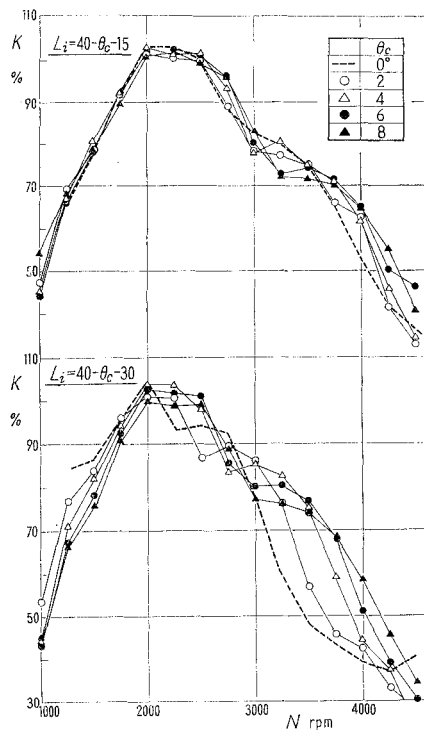
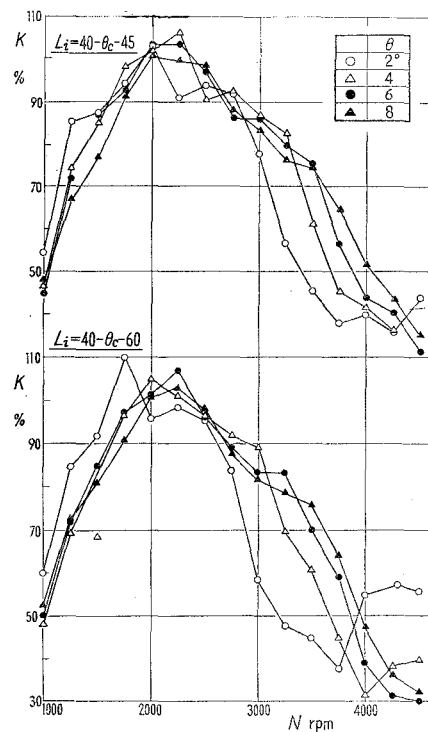
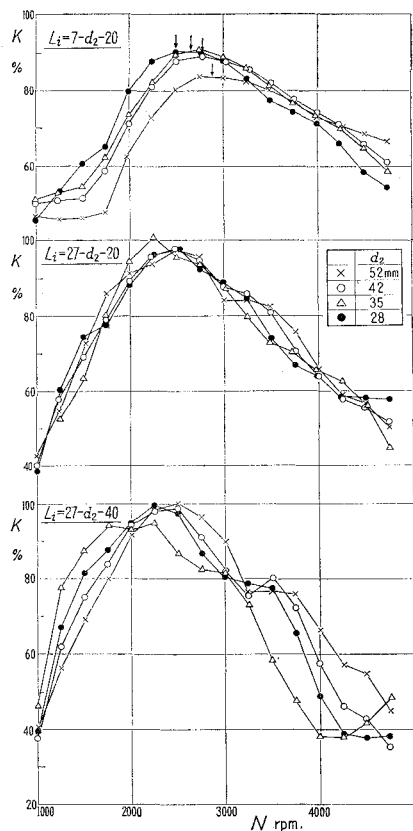


図-2 給気比曲線 (円錐角 θ_c)

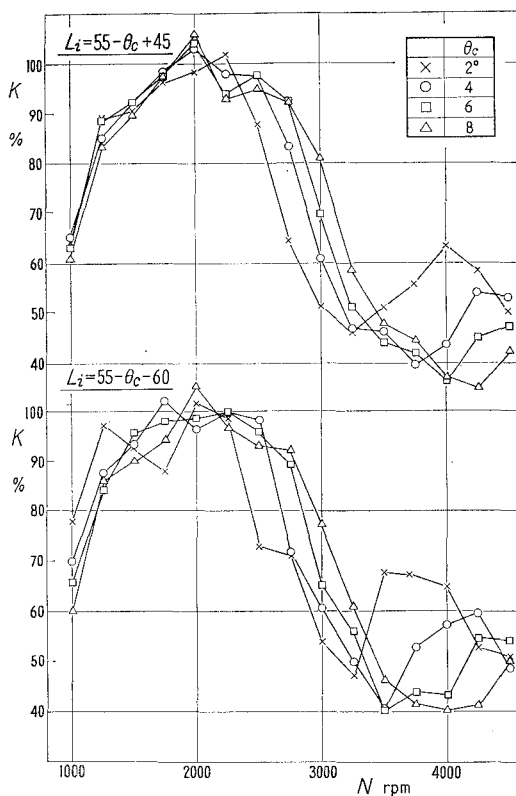
している。しかし、短い円錐管を取り付けた場合 ($L_i = 10 - \theta_c - 15$) の給気比は取り付けない場合 ($L_i = 10$ cm) よりも全回転範囲にわたってかなり高い値を示している。また、円錐角 $\theta_c = 0$ (直管) の場合と比較すると、高速回転における給気比は高く、しかも円錐管が長い場合 ($l_c = 60$ cm) でも、脈動効果による給気比曲線の起伏が認められず実用上好ましいことがわかる。しかし、給気直管の長さ (l_i) を 40 cm とした場合の実験結果 (図-3 および 図-4) によると、最大給気比 (K_M) の値に関しては最適の円錐角 (θ_c) が存在するかの如く見受けられるが、その差は比較的小さく給気比曲線を主として支配するのは給気直管の長さ (l_i) であることがわかる (図-2 との比較)。この場合も最大給気比を与える機関回転数は円錐角 (θ_c) に比例して高速回転側に移行している。これは前報¹⁾ において示したように段付型給気管系における開口端側管径を太くした場合と類似しており (図-5 参照)、給気管開口端の面積増加による流動抵抗の軽減と等価管長の短縮に基因するものと思われる。

図-3 給気比曲線 (円錐角 θ_c)図-4 給気比曲線 (円錐角 θ_c)

次に、脈動効果による給気比曲線の起伏は 図-4 の実験結果にも認められるが、脈動効果に対する円錐角 (θ_c) の影響を明確にするため、給気直管長さを比較的長くし ($l_i = 55$ cm および 70 cm)、それに円錐管を取り付けてその円錐角 (θ_c) を変えた場合の実験結果を 図-6 および 図-7 に示す。図によると、脈動効果に及ぼす円錐角 (θ_c) の影響はかなり大きく、しかも



図—5 給気比曲線 (段付型給気管系)

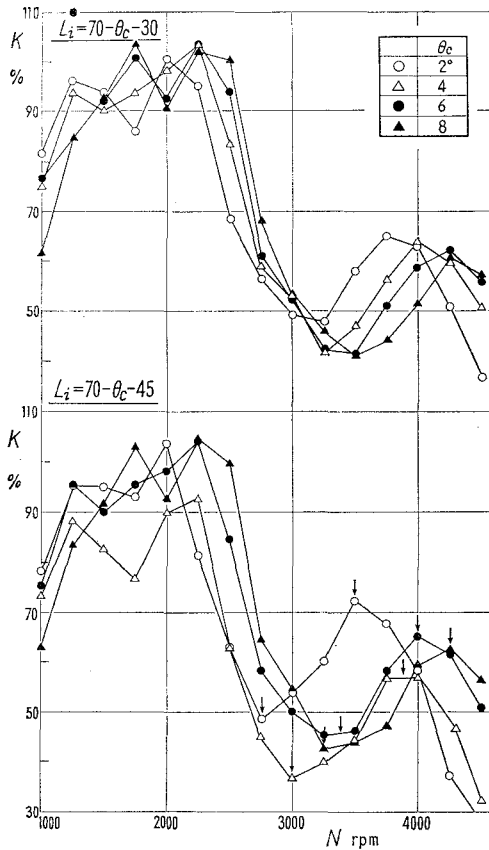
図—6 給気比曲線 (円錐角 θ_c)

給気比曲線の起伏を与える機関回転数は円錐角 (θ_c) の増加に伴って順次高速回転側に移行している (図中矢印)。かかる事実は円錐型排気管系の場合にも認められたものであり、脈動効果に対する円錐型給気管系の等価管長 (L_{ip}^*) が円錐角 (θ_c) に逆比例して短縮することを意味するものである。なお、後述せる等価管長 (L_{ip}^*) の解析結果とも定性的に一致している。

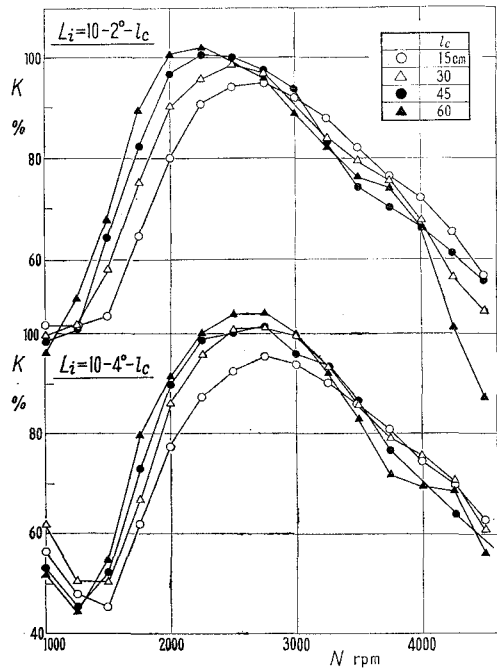
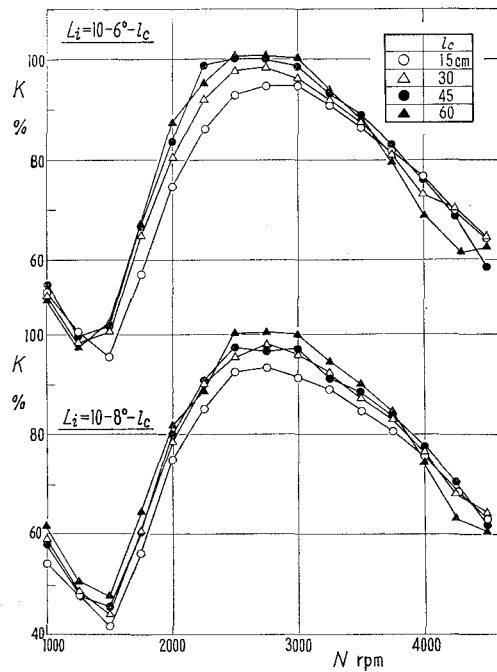
(2) 円錐管長さ (L_c)

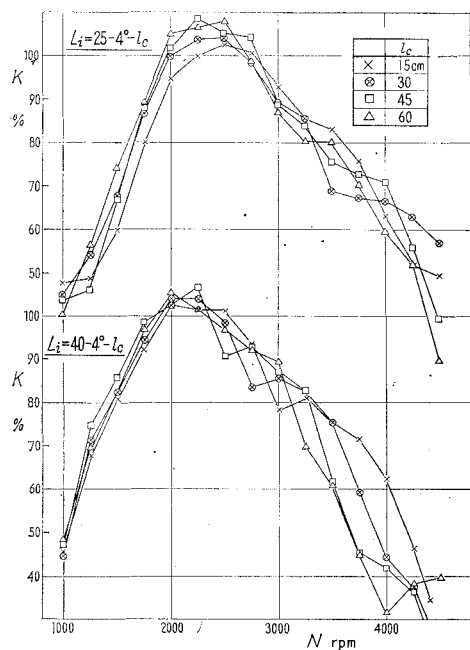
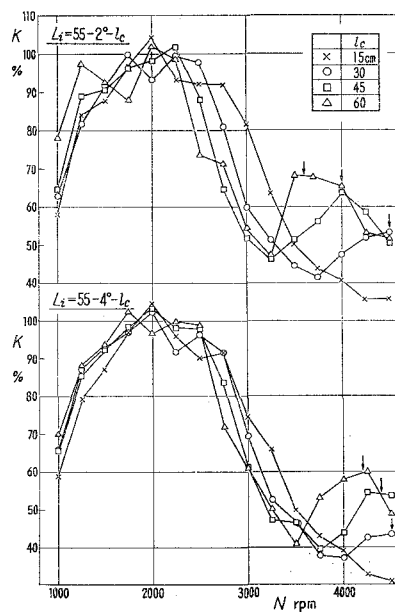
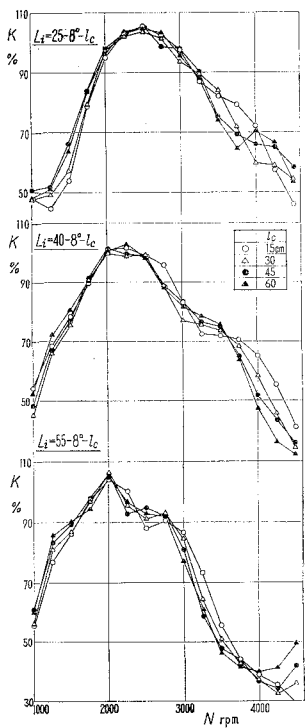
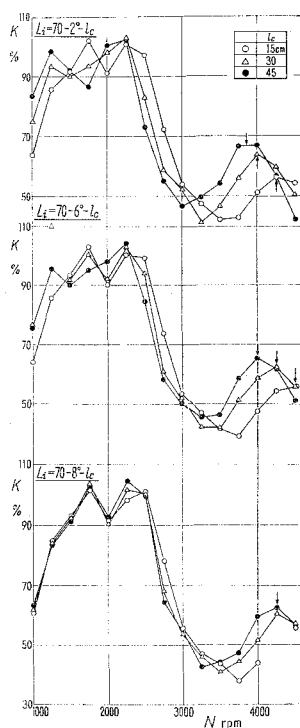
給気直管長さを $L_s=10$ cm とし、円錐管長さ (L_c) のみを順次長くすると図-8および図-9に示すように最大給気比を与える機関回転数 (N_M) は順次低速回転側に移行し、最大給気比 (K_M) は増大している。しかし、円錐角 (θ_c) が大きくなるほど、その変化は小さくなっている。この傾向は給気直管が長い場合にも同様に認められる (図-10 参照)。

したがって、円錐角 $\theta_c=8^\circ$ 、給気直管長さ $L_s \geq 40$ cm ともなると図-11に示すように円錐管長さ (L_c) の影響はほとんど認められず、最大給気比 (K_M) およびその機関回転数 (N_M) ともほぼ一定値を示している。かかる傾向は慣性効果に対する相当管長 (図-20 参照) から導びかれる結論と定性的に一致している。


 図-7 給気比曲線 (円錐角 θ_c)

次に、脈動効果に及ぼす円錐管長 (l_c) の影響を詳細に調べるため、給気直管 $l_i = 55$ cm および 70 cm に各種の円錐管を取り付けて給気比を測定した。その実験結果を図-12 および図-13 に示す。図において、給気比曲線の起伏を与える機関回転数 (図の矢印) は円錐管長 (l_c) の増加に伴い低速回転側に移行している。このことは等価管長 (L_{ip}^*) の増大を意味するが、常識的にも、後述の解析からも妥当なことがわかる。また、この場合も給気直管が長く、円錐角が大きい場合 (たとえば $L_i = 70 - 8^\circ - l_c$) には円錐管長 (l_c) を変えても脈動効果の機関回転数はほとんど移行しない。


 図-8 給気比曲線 (円錐管長 l_c)

 図-9 給気比曲線 (円錐管長 l_c)

図-10 給気比曲線 (円錐管長 l_c)図-12 給気比曲線 (円錐管長 l_c)図-11 給気比曲線 (円錐管長 l_c)図-13 給気比曲線 (円錐管長 l_c)

(3) 給気直管長さ (l_d)

前節において給気比に及ぼす給気直管の影響はかなり顕著であることを指摘したが、さらにその影響を明確にしたのが図-14 および図-15 である。図によると、いずれも給気直管が長くなると最大給気比および給気比曲線の起伏を与える機関回転数は著るしく低速回転側に移行し、給気比曲線の変化も顕著である。このように円錐型給気管系においても給気直管の長さ (l_d) は重要な役割をはたしているが、これは円錐型排気管系や段付型給気管系においても認められた現象である。

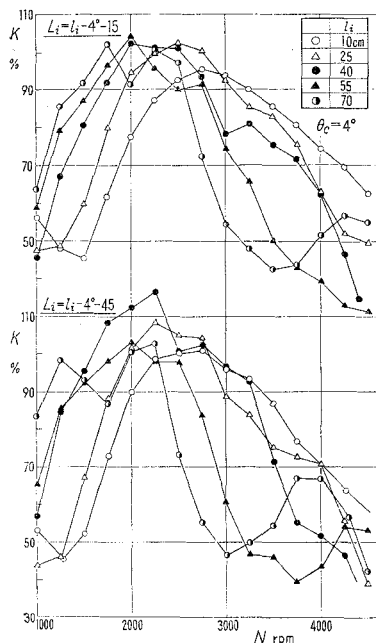


図-14 給気比曲線 (給気直管長さ l_d)

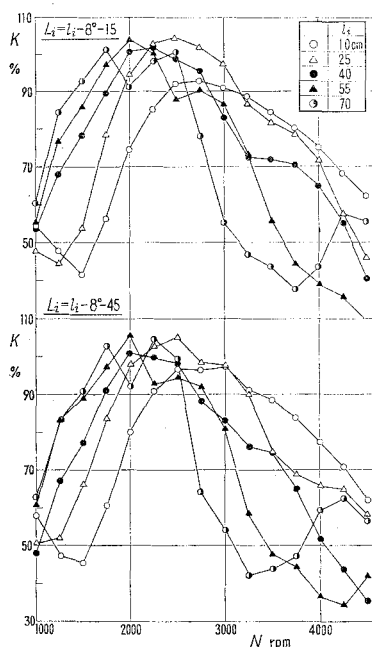
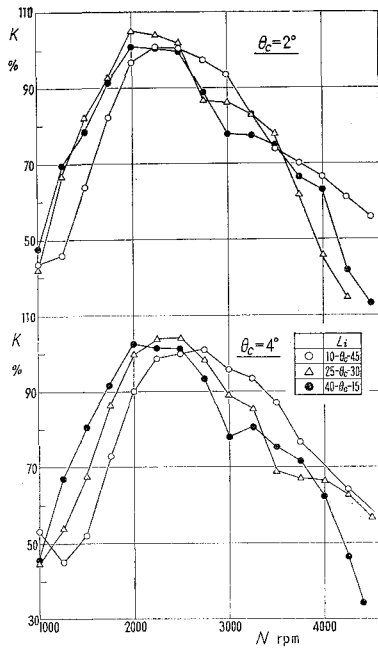
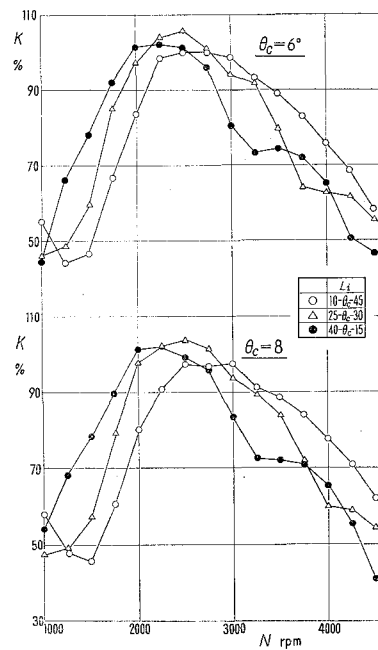
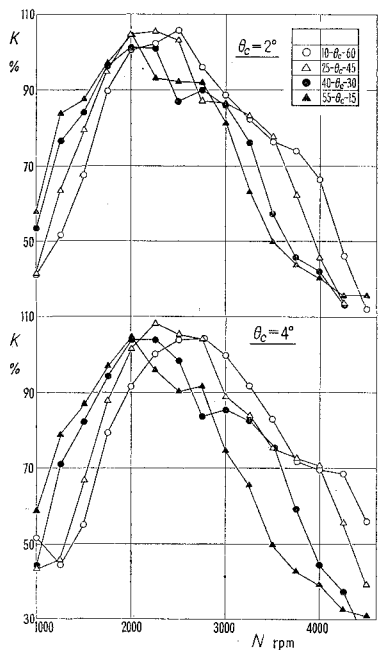
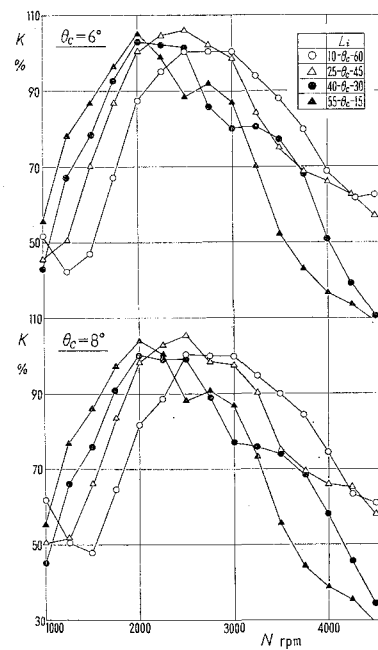


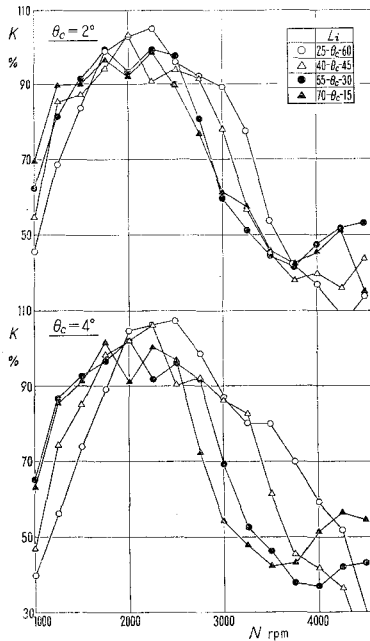
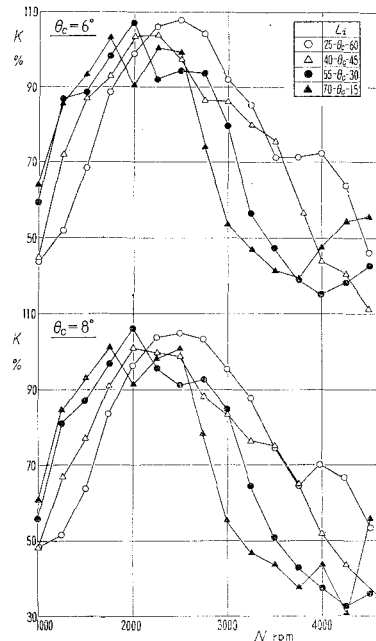
図-15 給気比曲線 (給気直管長さ l_d)

(4) 円錐管長比 (l_d/l_c)

給気管系の全長 ($l_d + l_c$) を一定とし、給気直管の長さ (l_d) と円錐管長 (l_c) との割合を変えて給気比を測定した。その実験結果の一例として全長 $l_d + l_c = 55$ cm の場合を図-16 に示す。図において、最大給気比を与える機関回転数 (N_M) は円錐管長 (l_c) の増加に伴って順次高速回転側に移行しており、たとえ全長 ($l_d + l_c$) が一定であっても円錐管長比 (l_d/l_c) によって等価管長が変化することがわかる。しかし、最大給気比の値は $l_d/l_c = 40/15 \rightarrow 25/30$ と円錐管長 (l_c) に比例して増加しているが、さらに $25/30 \rightarrow 10/45$ となると逆に低下している。

この傾向は $l_d + l_c = 70$ cm および 85 cm の場合 (図-17, 図-18) にも認められる。これらを総括すると給気直管長さ $l_d = 25$ cm の場合が最も望ましく、したがって全長 (L_d) が規定された場合には最適の円錐管長 (l_c) が存在することにもなる。このことは前報の段付型給気管系や円

図-16 (a) 給気比曲線 ($l_i + l_c = 55$ cm)図-16 (b) 給気比曲線 ($l_i + l_c = 55$ cm)図-17 (a) 給気比曲線 ($l_i + l_c = 70$ cm)図-17 (b) 給気比曲線 ($l_i + l_c = 70$ cm)


 図-18 (a) 給気比曲線 ($l_i + l_c = 85$ cm)

 図-18 (b) 給気比曲線 ($l_i + l_c = 85$ cm)

錐型排気管系においても認められた現象である。

次に、円錐型給気管系においても全長 (L_i) が長いと脈動効果に基因する給気比曲線の起伏は著るしく、その機関回転数は給気直管長さ (l_i) が長いほど低速回転側に移行している。

このように給気直管長さ (l_i) の脈動効果に及ぼす影響は顕著である。

III-2 給気管効果の同調条件

(2) 慣性効果

円錐型給気管系においても最大給気比の生成は各寸度の影響を受け、段付管系の場合と類似した特性を示すことを述べた。そこで、前報と同様に近似慣性理論を図-19のような給気管系の模型に適用し、慣性効果の同調条件を求めよう。

いま、平均クランク室容積 (V_{km}) の位置にピストンを固定し、給気孔のみが開閉するような給気過程を考え、給気管内気柱はたえず流動変化するも、全体としては一定質量の一質点と見做すとともに直管型給気管系の場合と同一仮定を設けると、直管部 (l_i, f_i) における運動方程式³⁾は

$$\rho_m \cdot l_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} = \{P_c - \Delta P_i - P_k(t)\} \quad (1)$$

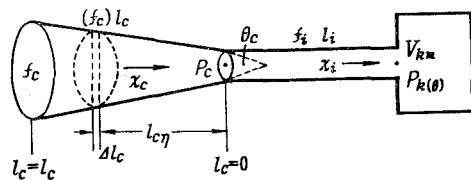


図-19 円錐型給気管系の模型

円錐管内では

$$\rho_m \int_0^{l_c} \frac{d^2 x_c}{dt^2} \cdot dl_c = \{P_0 - \Delta P_c - P_c\} \quad (2)$$

で与えられる。しかるに、連続条件 $f_c(dx_c/dt) = f_i(dx_i/dt)$ を用いて整理すると

(1) 式および (2) 式から

$$\rho_m \left\{ l_i + \sqrt{f_i/f_c} \cdot l_c \right\} \frac{d^2 x_i}{dt^2} = \{P_0 - \Delta P - P_k(\theta)\} \quad (3)$$

が与えられる。ここに、 ρ_m : 給気平均密度、 f : 断面積、 l : 管長、 x : 給気管内気柱の移動距離、 ΔP : 圧力降下、 P_0 : 大気圧、 $P_k(\theta)$: クランク室圧であり、添字 i は給気直管、 c は円錐管をあらわす。

次に、給気孔が全開のときの流入速度 $(dx_i/dt)_m$ と任意開のときの流入速度 (dx_i/dt) との比 $\beta(\theta) = (dx_i/dt)/(dx_i/dt)_m$ を用いると、任意給気孔開口時の円錐型給気管系の全圧力降下 (ΔP) は

$$\Delta P = \frac{\rho_m}{2} \cdot (dx_i/dt)^2 \cdot \sum \lambda / \beta^2(\theta) \quad (4)$$

で与えられる。さらに、エネルギーの平衡式からクランク室内圧力 $P_k(\theta)$ は

$$P_k(\theta) = P_{ki} \frac{V_{ki}}{V_{km}} + k \cdot P_0 \frac{T_i}{T_0} \cdot K \frac{V_h}{V_{km}} \quad (5)$$

となる。ここに、 $\sum \lambda$: 円錐管系各部の抵抗係数の和、 P_{ki} , V_{ki} : 給気孔開時のクランク室内圧および容積、 k : 比熱比、 T_0 : 大気温度、 K : 理論給気比 ($= f_i x_i / V_h$) である。

さらに、変数をクランク角 (θ) に変換し $d\theta/dt = \omega$ (一定) とすれば (3) 式は

$$\frac{d^2 K}{d\theta^2} + 2\mu \cdot \frac{dK}{d\theta} + \frac{K}{Z_i^2} = \frac{\tau_i \varepsilon / k}{Z_i^2} \left(1 - \frac{P_{ki}}{P_0} \varepsilon' \right) \quad (6)$$

となる。ここに、 $\tau_i = T_0/T_i$ (大気温度と給気温度との比)、 $\varepsilon = V_{km}/V_h$, $\varepsilon' = V_{ki}/V_{km}$, μ : 円錐型給気管系の気柱当りの流動抵抗係数、 Z_i : 慣性特性数であり次式で示される。

$$\mu = \frac{V_h}{4f_i \{l_i + \sqrt{f_i/f_c} \cdot l_c\}} \cdot \frac{dK/d\theta}{\beta^2(\theta)} \cdot \sum \lambda \quad (7)$$

$$Z_i = \frac{\omega}{a_i} \cdot \sqrt{V_{km} \left\{ l_i + \sqrt{f_i/f_c} \cdot l_c \right\}} / f_i = \frac{\omega}{a_i} \cdot L_i^* \quad (8)$$

また、円錐管の幾何学的関係を用いると慣性特性 (Z_i) は次の如く書き換えられる。

$$Z_i = \frac{\omega}{a_i} \cdot \sqrt{V_{km} \left\{ l_i + \frac{d_i}{d_i + 2l_c \cdot \tan \theta_c} \cdot l_c \right\}} / f_i \quad (9)$$

なお、(6) 式が求める近似理論式である。これは前報で明らかにした直管型給気管系に対する近似理論式と同形である。したがって、最大給気比の生成条件は直管型給気管系の場合と同様に

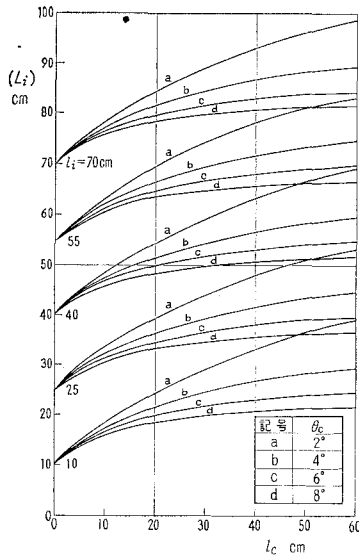
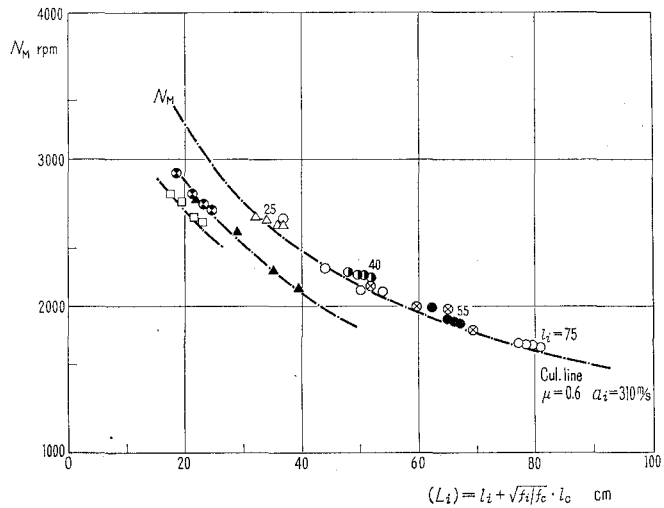

 図-20 円錐型給気管系の相当管長 (L_i)


図-21 最大給気比の生成条件

$$1/(Z_i)_M^2 = \mu^2 + (180/\theta_i^*)^2 \quad (m=1 \text{ の場合}) \quad (10)$$

で与えられる。ここに、 $(Z_i)_M$: 最大給気比を与えるときの Z_i , θ_i^* : 有効給気孔開口角である。なお、上式から慣性効果に影響する因子として Z_i , μ , θ_i^* が挙げられる。しかし同一機関においては Z_i から V_{km} , w , a_i , f_i のほかに給気直管 (l_i , f_i) および円錐管寸度 (l_c , θ_c) の影響することがわかる。すなわち、相当管長 $(L_i) = l_i + \sqrt{f_i/f_c} \cdot l_c = l_i + d_i l_c / (d_i + 2l_c \cdot \tan \theta_c)$ は 図-20 に示すように給気直管長さ (l_i) および円錐管長 (l_c) に比例し、円錐角 (θ_c) に逆比例するが、円錐管長および円錐角が大きくなると、あまり影響しなくなることを示している。これは前述の実験結果と定性的によく一致している。かかる考察をより具体的に検証するため、さきに示した実験結果から最大給気比を与える機関回転数 (N_M) を求め、相当管長 $(L_i) = l_i + \sqrt{f_i/f_c} \cdot l_c$ についてプロットすると 図-21 となる。

同図には慣性効果の同調条件式 (10) から算出した最大給気比の生成条件曲線をも併記しているが、相当管長の短い部分を除いて実験値ときわめてよく一致している。なお、流動抵抗係数 (μ) は気柱当りの抵抗であるためその値は相当管長が短かいと増加する傾向を示すものであるが、とくに給気直管 (l_i) が短かく $l_i = 10$ cm の場合の実験値が計算曲線 ($\mu = 0.6$) からずれている。これは、給気直管が短かすぎると慣性効果が十分に生成しないためであろう。

以上、多少の問題点もあるが上記推論が十分に妥当であることが確認されたと云えよう。

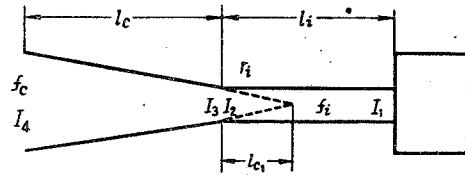
(2) 脈動効果

次に、残留脈動効果に注目し、給気孔閉止後の給気管系 (図-22 参照) に、音響インピーダンス理論を適用し、その等価管長 (L_{ip}^*) を求めめよう。まず、給気直管前後のインピーダンス

ス I_1 , I_2 の間には平面波動方程式の解から⁴⁾

$$I_2 = \frac{\beta}{f_i} \cdot \frac{I_1 + (\beta/f_i) \cdot \tan\left(\frac{\pi}{2} \cdot l_i/L_{ip}^*\right)}{-I_1 \cdot \tan\left(\frac{\pi}{2} \cdot l_i/L_{ip}^*\right) + \beta/f_i}$$

(11) 図-22 円錐型給気管系 (給気孔閉止時) の模型



の関係が成り立つ。しかし、閉端インピーダンス (I_i) は ∞ と見做せるので

$$I_2 = -(\beta/f_i) \cdot \cot\left(\frac{\pi}{2} \cdot l_i/L_{ip}^*\right) \quad (12)$$

となる。次に、円錐管出口のインピーダンス (I_3) は円錐管内における球面波の方程式の解に開口端インピーダンス (I_4), $I_4=0$ とおくと近似的に (但し $r_1=l_{c1}$, $l_1=l_c$ と近似)

$$I_3 = -\frac{\beta}{f_i} \cdot \frac{\frac{\pi}{2} \cdot l_{c1}/L_{ip}^*}{1 + \left(\frac{\pi}{2} \cdot l_{c1}/L_{ip}^*\right) \cdot \cot\left(\frac{\pi}{2} \cdot l_c/L_{ip}^*\right)} \quad (13)$$

で与えられる⁵⁾。(1) 式~(3) 式および $I_2=I_3$ の関係を用いると一端閉・他端開のオルガンパイプに置換えた場合の等価管長 (L_{ip}^*) の算出式として

$$\cot\left(\frac{\pi}{2} \cdot l_c/L_{ip}^*\right) + 1/\left(\frac{\pi}{2} \cdot l_{c1}/L_{ip}^*\right) = \tan\left(\frac{\pi}{2} \cdot l_i/L_{ip}^*\right) \quad (14)$$

なお、上式の左辺第一項に円錐管長さ (l_c), 第二項に円錐角 (θ_c) を含んでおり、円錐管が長く、円錐角が小さく (l_{c1} が大きく) なるほど等価管長 (L_{ip}^*) は増大することがわかる。いま、実験結果から高速領域において給気比曲線に起伏を与える機関回転数 (N_p) を求め、上式から算出した等価管長 (L_{ip}^*) についてプロットしたのが図-23 である。

同図には脈動効果の同調条件式⁶⁾

$$Q_i = (1 + \theta_i^*/360) \cdot q_i = (1 + \theta_i^*/360) \cdot (15a_i/N_p L_{ip}^*) \quad (15)$$

において、供試機関の有効給気開口角 $\theta_i^*=110^\circ$, 圧力伝播速度 $a_i=310$ m/s を用い、最適条件 $Q_i=1\frac{3}{4}$ について機関回転数 (N_p) と等価管長 (L_{ip}^*) との関係を求め、それを一点鎖線で示している。図によると、実験値は多少ばらついてはいるが計算曲線とよく一致している。したがって、脈動効果の同調条件式 (15) が円錐型給気管系の場合にも適用でき、(14) 式

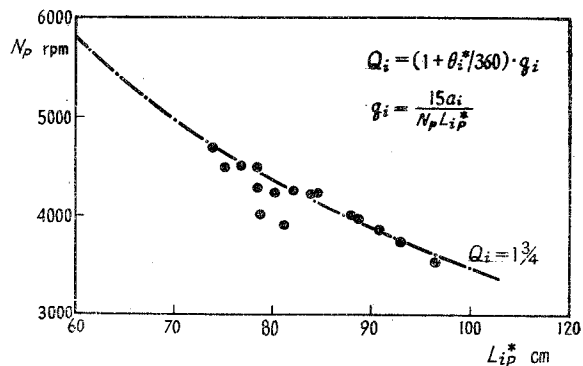


図-23 脈動効果の同調条件

が適確に円錐型給気管系の等価管長 (L_{ip}^*) を与えることが検証されたものと思われる。

IV. 結 言

以上、円錐型給気管系の寸度を広範囲に変えた実験結果について考察した。これを要約すると次のとおりである。

(1) 円錐管の角度 (θ_c) の増加に伴って等価管長が短縮するので最大給気比を与える機関回転数は順次高速側に移行するが、最大給気比の値に関しては最適の円錐角 (θ_c) が存在するかの如く見受けられる。しかし、その影響は小さい。

(2) 円錐管長 (l_c) に比例して等価管長は増加し、最大給気比を与える機関回転数は順次低速回転側に移行するが、給気直管が長く、円錐角が大きくなるほど円錐管長 (l_c) の影響は小さくなる。

(3) 円錐型給気管系においても給気直管の長さが重要な影響をもち、給気直管が短かいと円錐管長 (l_c) を長くしても最高の給気比向上は期待できない。しかし、給気比曲線の起伏はほとんど生じないので変速機関に対しては有用である。

(4) 円錐型給気管系による最大給気比の生成は主として慣性効果に基因し、その同調条件は直管型給気管系の場合と同様に

$$1/(Z_i)_M = \mu^2 + (180/\theta_c^*)^2 \quad (10)$$

で与えられる。この場合の慣性特性数 (Z_i) は次式で与えられる。

$$Z_i = (w/a_i) \cdot \sqrt{V_{km} \cdot \{l_i + \sqrt{f_i/f_c} \cdot l_c\} / f_i} \quad (9)$$

(5) 脈動効果による給気比曲線の起伏を与える機関回転数 (N_p) は円錐管長 (l_c) および給気直管長さ (l_i) に逆比例し、円錐角 (θ_c) に比例して移行する。かかる脈動効果を規定する特性数として脈動特性数 (Q_i)

$$Q_i = (1 + \theta_c^*/360) q_i = (1 + \theta_c^*/360) (15a_i/N_p L_{ip}^*) \quad (15)$$

が有用である。なお、脈動特性数 (Q_i) に含まれている等価管長 (L_{ip}^*) はインピーダンス理論から導びかれる算出式 (14) を用いればよい。

終りにのぞみ、日頃御指導、御鞭撻を賜わっている東京大学宇宙航空研究所 浅沼強教授、北海道大学名誉教授 黒岩保博士、供試機関を貸与くださった鈴木自動車 K.K., 実験に協力された室蘭工業大学機械工学科熱工学研究室 福島和俊教官、早川友吉技官および機械工学科 教職員各位に深甚な謝意を表す。

(昭和 41 年 4 月 30 日受理)

文 献

- 1) 沢：室工大研報, **5**, 1 (昭40-7), 271.
- 2) 沢：室工大研報, **4**, 3 (昭39-6), 41.
- 3) 沢：機械学会北海道支部第8回講演会前刷集 (昭38-10), 47.
- 4) 沢：室工大研報, **4**, 2 (昭38-6), 99.
- 5) J. C. Irons: Philo-Mag. & J. of Scie, **9**, 346 (1930).
- 6) 沢：室工大研報, **5**, 2 (昭41-7).